

考虑非线性补偿的棉秆生物质制粒机模辊间隙模糊PID控制

丁孝伟¹ 胡雪^{2,3} 张立新^{2,3} 买春亮¹ 罗文学⁴ 王丽⁴

(1. 石河子大学机械电气工程学院, 石河子 832003; 2. 石河子大学能源与材料学院, 石河子 832003; 3. 石河子大学兵团能源发展研究院, 石河子 832003; 4. 新疆金瓷环保科技有限公司, 石河子 832099)

摘要: 针对棉秆生物质颗粒环模制粒机模辊间隙调节过程存在的非线性耦合干扰、气动系统时滞及高温工况下润滑油黏度下降、热膨胀间隙增大、部件刚度衰减等问题, 本文建立了气动驱动传动系统的传递函数, 并设计了模糊PID控制系统。传动系统由气动马达、蜗轮蜗杆和丝杠3个子系统串联组成, 结合高温工况物理特性, 分别推导含0.358 s时滞的气动马达一阶模型、85℃下效率降至0.82的蜗轮蜗杆一阶模型, 以及引入热刚度衰减系数的丝杠二阶模型, 最终构建反映实际工况的整体传递函数。所设计的模糊PID控制系统以成型力偏差 E 和偏差变化率 E_c 为输入, 动态调整 ΔK_p 、 ΔK_i 、 ΔK_d 参数, 实现超调抑制; 并采用机械限位器确保间隙不小于0.6 mm, 防止模辊碰撞。为验证系统性能, 搭建原型机试验平台并开展动态响应测试。结果表明, 系统上升时间均值为4.8 s、调节时间均值为10.5 s、超调量仅2.5%、稳态成型力误差不大于5.8%, 模辊间隙稳态变异系数为2.05%, 生产的颗粒燃料成型率达96%、密度为1290 kg/m³, 各项指标均满足工业生产要求, 证明系统精度高、可靠性强。

关键词: 棉秆生物质制粒机; 模辊间隙; 传递函数; 模糊PID

中图分类号: S216; S220.3 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2026)10-0374-10

OSID:



Fuzzy PID Control of Die-roller Gap for Cotton Straw Biomass Pellet Mill Considering Nonlinear Compensation

DING Xiaowei¹ HU Xue^{2,3} ZHANG Lixin^{2,3} MAI Chunliang¹ LUO Wenxue⁴ WANG Li⁴

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Shihezi University, Shihezi 832003, China

2. School of Energy and Materials, Shihezi University, Shihezi 832003, China

3. Institute of Bingtuan Energy Development Research, Shihezi University, Shihezi 832003, China

4. Xinjiang Jinci Environmental Protection Technology Co., Ltd., Shihezi 832099, China)

Abstract: Aiming at the problems existing in the die-roller clearance adjustment process of the cotton straw biomass pellet ring die mill, such as nonlinear coupling interference, time delay of the pneumatic system, decrease in lubricating viscosity, increase in thermal expansion clearance and attenuation of component stiffness under high-temperature working conditions, a transfer function model of the pneumatic drive transmission system was established and a fuzzy PID control system was designed. The transmission system was composed of three subsystems in series, namely the pneumatic motor, worm gear and worm, and ball screw. Combined with the physical characteristics of high-temperature working conditions, the first-order model of the pneumatic motor with a time delay of 0.358 s, the first-order model of the worm gear and worm with efficiency reduced to 0.82 at 85℃, and the second-order model of the ball screw with the thermal stiffness attenuation coefficient introduced were derived respectively. Finally, the overall transfer function model reflecting the actual working conditions was constructed. The designed fuzzy PID control system took the forming force deviation E and deviation change rate E_c as inputs, and dynamically adjusted the ΔK_p , ΔK_i and ΔK_d parameters to realize overshoot suppression. In addition, a mechanical limiter was adopted to ensure that the clearance was not less than 0.6 mm, so as to prevent die-roller collision. To verify the system performance, a prototype test platform was built and

收稿日期: 2025-12-17 修回日期: 2026-01-06

基金项目: 重点领域科技攻关计划项目(2023GY04)

作者简介: 丁孝伟(1996—),男,博士生,主要从事农业机械自动化控制研究,E-mail: 229299448@qq.com

通信作者: 胡雪(1988—),女,教授,主要从事能源装备研究,E-mail: huxue@foxmail.com

dynamic response tests were carried out. The results showed that the average rise time of the system was 4.8 s, the average adjustment time was 10.5 s, the overshoot was only 2.5%, the steady-forming force error was not more than 5.8%, and the steady-state coefficient of variation of die-roller clearance was 2.05%. The forming rate of the produced pellet fuel reached 96% with a density of $1\ 290\ \text{kg}/\text{m}^3$. All indicators met the requirements of industrial production, which proved that the system had high precision and strong reliability.

Key words: cotton straw; biomass pellets mill; die-roller clearance; transfer function; fuzzy PID

0 引言

生物质颗粒燃料是以农林废弃物(如秸秆、木屑等)为原料,经粉碎、压缩成型的高热值、低污染可再生能源,其开发利用对缓解能源短缺、促进环保及助力乡村振兴意义重大。生物质颗粒机作为生产线核心装备,生产流程包括原料粉碎,粉料喂入环模压缩室,经压辊挤压成型后切断,制成颗粒燃料成品^[1-3]。

诸多学者在生物质颗粒成型领域开展了大量研究^[4-13]。模辊间隙是调控成型力的核心参数,其调节直接影响颗粒质量,但由于当前模辊间隙调节依赖人工经验,难以实时匹配棉秆原料参数变化,导致生产的颗粒燃料质量不均匀,颗粒密实度低、抗压强度不足等。故很有必要开发一种模辊间隙自动调节装置,气动方案适用于粉尘易燃环境,具有自锁和过载保护优势。

当前环模制粒机模辊间隙控制系统存在以下关键技术难点:①非线性耦合干扰问题。棉秆纤维长、韧性大,导致物料层厚度动态变化,与气动驱动系统的气压-位移非线性、蜗轮蜗杆摩擦非线性叠加,造成间隙调节与成型力的强耦合干扰。②高温工况下参数漂移问题。成型过程蜗轮蜗杆与滚珠丝杠的热膨胀系数差异,导致啮合间隙增大,同时润滑剂黏度降低、碳钢丝杠刚度衰减,进一步加剧间隙控制的非线性。③时滞问题。气动管路传输延迟、电磁阀响应延迟、气体压缩延迟,给系统带来时滞影响。④控制系统超调量过大给极窄的模辊间隙带来过度挤压甚至刚性碰撞风险。针对高温工况下动态特性,本文设计一种基于棉秆生物质颗粒的环模制粒机模辊间隙模糊 PID 控制系统,建立气动马达、蜗轮蜗杆和丝杠子系统的传递函数,推导含时滞的一阶模型、降低效率的一阶模型和引入热刚度衰减系数的二阶模型,构建整体传递函数;基于成型力偏差和变化率设计模糊规则,实现超调抑制,并采用机械限位器防止因喂料不均等原因导致的物料层变薄,以避免控制器持续驱动压辊向环模靠近,极易突破安全间隙阈值,引发设备损坏。通过原型机验证系统性能,为提升棉秆颗粒生产智能化水平提供理论支撑。

1 系统描述与假设

模辊间隙调整机构由气动马达驱动蜗杆,蜗轮通过丝杠将旋转运动转换为直线运动。气动马达配套电气比例流量阀与电磁换向阀,由 PLC 输出的控制信号调节供气流量以控制马达转速、切换气路方向以改变马达转向,本质上具备防爆防尘特性,适用于生物质颗粒生产的粉尘环境;蜗轮蜗杆具有单向传动自锁功能,可有效防止负载反驱导致的压辊位移漂移;丝杠与螺母配合实现压辊的精确直线位移,装置结构如图 1 所示。

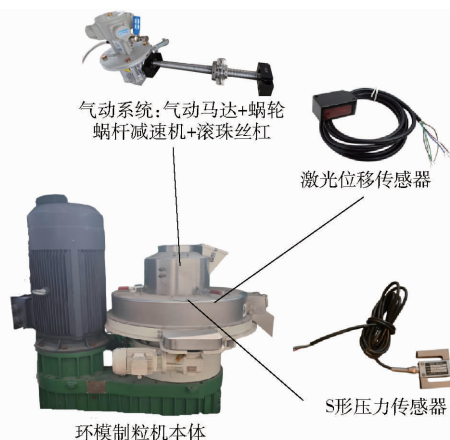


图 1 环模制粒机结构示意图

Fig. 1 Structural schematic of ring die pellet mill

考虑到蜗轮蜗杆与滚珠丝杠的摩擦特性差异,设定蜗轮蜗杆减速机计算温度为 $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、滚珠丝杠计算温度为 $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。从摩擦发热机理来看,蜗轮蜗杆采用滑动摩擦传动,能量损耗转化率显著高于滚珠丝杠的滚动摩擦,导致前者稳定运行温度通常高于后者,这与工业传动系统中“滑动摩擦部件温升比滚动摩擦高 $10\sim 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ”普遍规律一致;根据《Machinery Lubrication》专业指南,蜗轮蜗杆由于滑动摩擦特性,典型温升约为 $50\text{ }^{\circ}\text{C}$,稳定温度区间为 $70\sim 90\text{ }^{\circ}\text{C}$, $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ 处于该区间中值以反映典型工况;Thomson Linear 和 THK 制造商指定典型滚珠丝杠连续运行温度上限为 $80\text{ }^{\circ}\text{C}$, $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ 既接近上限以覆盖恶劣工况,又留有安全余量,同时与蜗轮蜗杆形成 $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 温差,匹配实际运行热特性。

建模过程的蜗轮回差可通过模糊 PID 补偿,因

此忽略,重点考虑气体压缩延迟、高温摩擦损耗及材料热刚度衰减,通过串联气动马达、蜗轮蜗杆、丝杠3个子系统传递函数,构建整体动态模型。

2 系统关键参数计算与传递函数分析

2.1 气动马达传递函数

气动驱动系统参数如表1所示。

表1 气动驱动系统参数

Tab.1 Parameters of pneumatic drive system

部件	参数	数值
气动马达	0.6 MPa 气压下额定转速/(r·min ⁻¹)	480
	热惯性时间常数/s	0.15
	输入功率/W	100
电磁阀	动作响应时间/s	0.02
气动管路	管路长度/mm	5 000
	气体流速/(mm·s ⁻¹)	15 000

气动马达输入为气压 p (MPa), 输出为角速度 ω (rad/s)。基于气体压缩性和热惯性效应^[14], 建立动态方程为

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{K_m p - \omega}{\tau_m} \quad (1)$$

式中 K_m ——气压-转速增益系数, 取 8.38 rad/(s·MPa)

τ_m ——热惯性时间常数, 取 0.15 s

假设初始条件为零, 对式(1)进行拉普拉斯变换得

$$\Omega(s) = \frac{K_m P(s)}{\tau_m s + 1} \quad (2)$$

引入时滞 $T_d = 0.358$ s, 最终传递函数为

$$G_m(s) = \frac{\Omega(s)}{P(s)} = \frac{K_m e^{-T_d s}}{\tau_m s + 1} = \frac{8.38 e^{-0.358s}}{0.15s + 1} \quad (3)$$

其中

$$T_d = T_1 + T_2 + T_3$$

$$T_1 = L/v_{\text{gas}} = 5000/15000 \approx 0.333 \text{ s}$$

式中 T_1 ——管路传输延迟, s

T_2 ——电磁阀响应时间, 取 0.02 s

T_3 ——气体压缩性延迟时间, 取 0.005 s

v_{gas} ——气体流速, mm/s

L ——管路长度, mm

该模型量化了高温时滞对系统响应速度的影响。

2.2 蜗轮蜗杆传递函数

蜗轮(青铜)蜗杆(碳钢)参数如表2所示。

蜗轮蜗杆输入为角速度 ω_{in} (rad/s), 输出为转矩 T_{out} (N·m)。基于转动平衡^[15]的动力学方程为

$$J_{eq} \frac{dT_{\text{out}}}{dt} + B_w T_{\text{out}} = \lambda_w \eta_w \omega_{\text{in}} \quad (4)$$

其中

$$J_{eq} = J_w + J_g$$

$$J_w = \frac{1}{2} \pi \rho_w r_w^4 L_w$$

$$J_g = \frac{1}{2} \pi \rho_g r_g^4 t_g$$

表2 蜗轮蜗杆传动系统参数

Tab.2 Parameters of worm and worm wheel drive system

参数	数值
传动比	40
常温传动效率	0.85
蜗杆密度/(kg·m ⁻³)	7 850
蜗杆半径/mm	10
蜗杆长度/mm	150
蜗轮密度/(kg·m ⁻³)	8 800
蜗轮半径/mm	50
蜗轮厚度/mm	30
蜗杆热膨胀系数	1.2×10^{-5}
蜗轮热膨胀系数	1.8×10^{-5}
高温摩擦系数	0.055

式中 J_{eq} ——蜗轮蜗杆总等效转动惯量, kg·m²

B_w ——阻尼系数, N·m·s/rad

λ_w ——传动比 η_w ——高温传动效率

J_w ——蜗杆转动惯量, kg·m²

J_g ——蜗轮转动惯量, kg·m²

ρ_w ——蜗杆(碳钢)密度, kg/m³

r_w ——蜗杆半径, mm

L_w ——蜗杆长度, mm

ρ_g ——蜗轮(青铜)密度, kg/m³

r_g ——蜗轮半径, mm

t_g ——蜗轮厚度, mm

相关参数代入计算可得 J_w 为 1.85×10^{-5} kg·m², J_g 为 2.59×10^{-3} kg·m², J_{eq} 为 2.61×10^{-3} kg·m²。

阻尼系数 B_w 反映高温摩擦和润滑损失, 为测定蜗轮蜗杆系统阻尼系数, 采用自由衰减法在模拟工况环境下开展蜗杆转速衰减试验, 如图2所示, 将气动马达蜗轮蜗杆减速机固定于带隔热棉的工装台上, 通过弹性联轴器连接增量式编码器与涡轮孔, 利用蜗轮蜗杆固定传动比, 通过蜗轮转速换算得到蜗杆转速。气动马达提供 0.6 MPa 下初始转速 (480 r/min), 单次试验中切断气源后以采样频率 10 Hz 记录转速

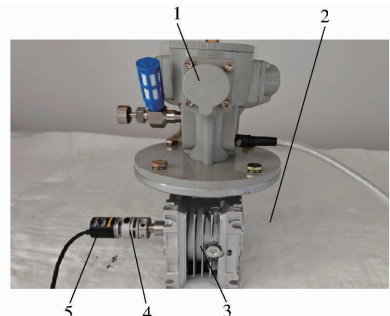


图2 蜗杆角速度衰减试验

Fig.2 Worm angular velocity decay test

1. 气动马达
2. 隔热棉
3. 蜗轮蜗杆减速机
4. 弹性联轴器
5. 编码器

衰减数据,重复 3 次。

试验结果如表 3 所示,通过传动比换算得到蜗杆转速衰减曲线,拟合后得到时间常数 $\tau_w = 1.3 \text{ s}$,再根据公式 $B_w = J_{eq}/\tau_w = 2.01 \times 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$ 计算确定。

表 3 蜗杆角速度衰减试验结果

Tab. 3 Worm angular velocity decay

时间/s	角速度/(rad·s ⁻¹)		
	试验 1	试验 2	试验 3
0	10.00	10.00	10.00
0.5	6.76	6.80	6.85
1.0	4.58	4.63	4.69
1.5	3.09	3.15	3.21
2.0	2.10	2.14	2.20
2.5	1.42	1.46	1.50
3.0	0.96	0.99	1.03

高温传动效率 η_w 损失主要源于高温下 3 类物理效应的耦合影响。

(1) 润滑黏度衰减损失 $\Delta\eta_{lub}$: 85℃ 下润滑剂黏度降至常温的 40%, 油膜润滑特性变化导致摩擦功率损失增加。已知常温下蜗轮蜗杆摩擦功率损失占输入功率的 15%, 高温黏度下降使损失额外增加 15%^[16], 故损失系数为

$$\Delta\eta_{lub} = 0.15 \times 0.15 = 0.0225$$

(2) 热膨胀间隙损失 $\Delta\eta_{gap}$: 85℃ 下蜗轮与蜗杆热膨胀差异导致啮合间隙增大 0.096 mm (由蜗轮热膨胀系数 α_b 与蜗杆热膨胀系数 α_s 计算得到, $\Delta\delta = (\alpha_b - \alpha_s) \times 85r_1 \approx 0.096 \text{ mm}$, r_1 为啮合半径), 工程实践中, 蜗轮蜗杆啮合间隙每增大 0.01 mm, 摩擦损耗较常温增加 0.125% (基于《机械传动效率计算规范》中“间隙-摩擦损耗”线性关系), 故间隙损失系数为

$$\Delta\eta_{gap} = 0.096 \div 0.01 \times 0.00125 = 0.012$$

(3) 摩擦系数升高损失 $\Delta\eta_{\mu}$: 85℃ 下氧化作用使摩擦系数从常温 0.05 升至 0.055, 蜗轮蜗杆摩擦功率计算式^[17]为

$$P_{\mu} = \mu F_n v_s$$

其中

$$F_n = \frac{T_{in,w}}{\lambda_w r_w}$$

$$T_{in,w} = \frac{P_m}{\omega_{in}} = \frac{100}{10} = 10 \text{ N}\cdot\text{m}$$

式中 P_{μ} ——啮合面摩擦功率损失, W

F_n ——法向载荷, N

μ ——高温摩擦系数

v_s ——啮合滑动速度, mm/s

$T_{in,w}$ ——蜗轮蜗杆子系统输入扭矩, N·m

P_m ——气动马达额定输入功率, W

计算得 $F_n = 25 \text{ N}$ 。

蜗轮蜗杆啮合时, 动力由蜗杆传递给蜗轮, 两者的啮合方式为“蜗杆绕自身轴线旋转, 通过螺旋齿面推动蜗轮旋转”, 该过程蜗杆齿面与蜗轮齿面存在相对滑动, 这是滑动摩擦传动的本质, 而相对滑动的动力来源是蜗杆的自转角速度 ω_{in} , 蜗杆角速度是产生啮合滑动的直接原因, 所以两者数值完全相等。因此蜗杆与蜗轮的啮合滑动速度为

$$v_s = \omega_{in} r_w = 10 \times 10 = 0.1 \text{ m/s}$$

代入参数得

$$P_{\mu} = 0.055 \times 25 \times 0.1 = 0.1375 \text{ W}$$

则效率损失为

$$\Delta\eta_{\mu} = \frac{P_{\mu}}{P_m} = \frac{0.1375}{100} = 0.001375$$

(4) 高温时效率 η_w : 总效率损失需采用乘积关系^[18], 其中 η 为常温效率, 计算式为

$$\eta_w = \eta(1 - \Delta\eta_{lub})(1 - \Delta\eta_{gap})(1 - \Delta\eta_{\mu})$$

计算得 $\eta_w = 0.82$ 。

忽略效率下降会导致推力计算值偏高 3.5% ($\Delta F_{push} = \frac{0.85 - 0.82}{0.85} \times 100\% \approx 3.5\%$), 因此不可忽略。

对式(4)进行拉普拉斯变换(初始条件为零), 可得传递函数

$$T_{out}(s) = \frac{\lambda_w \eta_w \Omega_{in}(s)}{J_{eq}s + B_w} \quad (5)$$

最终传递函数为

$$G_w(s) = \frac{T_{out}(s)}{\Omega_{in}(s)} = \frac{\lambda_w \eta_w}{J_{eq}s + B_w} = \frac{16318.4}{1.2985s + 1} \quad (6)$$

该模型反映高温摩擦对转矩传递的损耗。

2.3 丝杠关键参数计算与传递函数

滚珠丝杠(碳钢)参数如表 4 所示。

表 4 滚珠丝杠系统参数

Tab. 4 Parameters of ball screw system

参数	数值
导程/mm	4
丝杠长度/mm	400
丝杠半径/mm	12.5
密度/(kg·m ⁻³)	7850
加速度/(mm·s ⁻²)	500
压辊质量/kg	30
弹性模量/Pa	2.0 × 10 ¹¹
泊松比	0.3

丝杠输入为转矩 T_{in} (N·m), 输出为位移 x (mm)。含热刚度衰减的动力学方程^[19]为

$$J_{eq,s} \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_{eq} \frac{d\theta}{dt} + K_s \theta = T_{in} \quad (7)$$

其中

$$\theta = x / \left(\frac{L_{lead}}{2\pi} \right)$$

$$\begin{aligned}
 J_{eq,s} &= J_s + J_{load} \\
 J_s &= \frac{1}{2} \pi \rho_s r_s^4 L_s \\
 J_{load} &= m_{eq} \left(\frac{L_{lead}}{2\pi} \right)^2 \\
 m_{eq} &= m_{pre} + \frac{F_{dyn}}{a} \\
 F_{dyn} &= \mu_{gra} FA \\
 K_s &= \frac{G I_p}{L_s} \\
 G &= \frac{E}{2(1+\nu)} \\
 I_p &= \frac{\pi r_s^4}{2}
 \end{aligned}$$

式中 θ ——角位移, rad

L_{lead} ——丝杠导程, mm/rev

$J_{eq,s}$ ——丝杠总等效转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

K_s ——扭转刚度^[20], $\text{N} \cdot \text{m}/\text{rad}$

J_s ——丝杠自身转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

J_{load} ——负载等效转动惯量, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$

m_{eq} ——丝杠驱动系统等效负载质量, kg

F_{dyn} ——动态阻力, N

ρ_s ——丝杠材料密度, kg/m^3

r_s ——丝杠半径, mm

L_s ——丝杠长度, mm

m_{pre} ——压辊质量, kg

μ_{gra} ——颗粒间摩擦因数

F ——成型力, N

A ——有效接触面积, m^2

a ——加速度, mm/s^2

G ——剪切模量, Pa E ——弹性模量, Pa

ν ——泊松比 I_p ——极惯性矩, m^4

考虑高温衰减系数 $\alpha_t = 0.985$ (基于碳钢弹性模量下降 1.5%), 高温下扭转刚度 $K_{s,high} = \alpha_t K_s$ 、高温下剪切模量 $G_{high} = \alpha_t G$ 。

丝杠系统的等效阻尼需从旋转阻尼转换为直线运动阻尼。旋转阻尼与直线阻尼的转换关系为^[15]

$$B_{eq} = B_w \left(\frac{2\pi}{L_{lead}} \right)^2$$

根据阻尼比计算式

$$\zeta = \frac{B_{eq}}{2 \sqrt{K_{eq} m_{eq}}}$$

其中

$$K_{eq} = K_s \left(\frac{2\pi}{L_{lead}} \right)^2$$

K_{eq} 为丝杠系统等效刚度, $\text{N} \cdot \text{m}/\text{rad}$, 表示将丝杠扭转刚度 K_s 转换为模辊间隙调节所需的直线运动刚度。计算得 $\zeta \approx 0.000994 \ll 0.1$ 。系统阻尼比 $\zeta \ll 0.1$, 属

于弱阻尼系统, 阻尼项对系统动态响应的影响远小于惯性和刚度项, 且后续模糊 PID 控制器设计中可通过微分环节补偿高频阻尼特性, 故忽略阻尼项以简化模型。

对式(7)进行拉普拉斯变换(初始条件为零), 忽略阻尼项可得传递函数为

$$X(s) = \frac{L_{lead}/(2\pi)}{J_{eq,s}s^2 + K_s} T_{in}(s) \quad (8)$$

最终传递函数为

$$G_s(s) = \frac{X(s)}{T_{in}(s)} = \frac{\frac{L_{lead}}{2\pi}}{J_{eq,s}s^2 + K_s} = \frac{8.76 \times 10^{-8}}{1.936 \times 10^{-8}s^2 + 1} \quad (9)$$

该二阶模型量化了高温下刚度衰减对位移响应的影

2.4 系统整体传递函数

模辊间隙与成型力呈线性正相关, 引入常数增益 K_p , 则

$$F(s) = K_p \Delta X(s) \quad (10)$$

式中 ΔX ——模辊位移变化量, mm

K_p ——位移-压力增益, N/mm

通过标定得出初始模辊间隙 x_0 为 1 mm, 将成型力 F 调整至 6 000 N 后, 此时模辊间隙 x_s 为 0.83 mm。得

$$K_p = \frac{F}{x_0 - x_s} = 3.53 \times 10^4 \text{ N}/\text{mm}$$

系统总体传递函数为

$$\begin{aligned}
 G(s) &= G_m(s) G_w(s) G_s(s) = \frac{F(s)}{P(s)} = \\
 &= \frac{0.4236 e^{-0.358s}}{3.77 \times 10^{-9}s^4 + 2.8 \times 10^{-8}s^3 + 0.195s^2 + 1.449s + 1} \quad (11)
 \end{aligned}$$

该模型以气压为输入, 成型力为输出, 综合考虑了高温时滞、效率衰减和刚度变化等物理效应, 确保了模型与实际工况的一致性, 为后续控制器设计提供了理论基础。

3 模型仿真分析

结合在生物质制粒机及同类传动机构自动控制领域的研究成果^[21-33], 考虑到制粒机模辊间隙调节对控制方法适应性、稳定性的需求, 确定以传统 PID 与模糊 PID 作为对比控制方案。为进一步对比传统 PID 与模糊 PID 在棉秆生物质制粒机模辊间隙调节的控制性能, 尤其是在高温时滞、非线性扰动等复杂工况下适应性, 基于建立的气动驱动传动系统整体传递函数模型, 在 Simulink 中搭建 2 种控制器的闭环仿真系统。仿真以成型力稳定控制为目标, 重点分析 2 种控制器在动态响应方面的差

异,通过对比验证模糊 PID 在动态适配工况变化、抑制超调及补偿时滞方面的优势,为实机试验提供数据支撑。

3.1 模糊 PID 控制器设计

模辊间隙是成型力的核心调控参数,模辊间隙极小工况下(如 0.8 ~ 1.5 mm 调整区间),超调易引发模辊刚性碰撞、突破机械强度极限,还可能导致局部过热造成原料碳化,同时影响颗粒密度与抗压强度。因此,模糊 PID 控制器设计需以无超调为核心目标之一,通过抑制超调保障设备安全与成型质量稳定性。控制系统以成型力偏差及变化率为核心输入,动态输出 PID 参数调整量。

输入变量包括成型力设定值与实际值偏差 E ,结合前期仿真中成型力峰值 1 302.6 N 的波动范围,为预留安全裕度,论域设为 $[-1\ 000\ \text{N}, 1\ 000\ \text{N}]$;成型力偏差变化率 E_c ,综合气动时滞与丝杠动态响应特性,论域设为 $[-50\ \text{N/s}, 50\ \text{N/s}]$ 。二者模糊集均划分为 $\{\text{NB}, \text{NM}, \text{NS}, \text{ZO}, \text{PS}, \text{PM}, \text{PB}\}$,对应“力过低、力较低、力略低、无力差、力略高、力较高、力过高”的自然语言描述。

输出变量包括比例增益调整量 ΔK_p ,基于系统

开环传递函数 0.187 的稳态增益,为覆盖 $\pm 50\%$ 的增益波动,论域设为 $[-0.5, 0.5]$;积分增益调整量 ΔK_i ,为平衡稳态精度与动态超调,限制调整幅度为 $[-0.05, 0.05]$;微分增益调整量 ΔK_d ,针对系统阻尼比 $\zeta \approx 0.000\ 994$ 的弱阻尼特性,为抑制高频振荡,论域设为 $[-0.3, 0.3]$ 。

为统一调节尺度,输入变量 E 、 E_c 标准化至 $[-1, 1]$,量化因子分别为 0.001、0.02;输出变量 ΔK_p 、 ΔK_i 标准化至 $[-1, 1]$, ΔK_d 扩展至 $[-0.6, 0.6]$ 以增强微分调节分辨率,反量化因子分别为 0.5、0.05、0.5。

选用三角形隶属度函数,此函数计算高效、对边界敏感,匹配模辊间隙微调特性。

基于“保守抑制超调、动态适配工况”原则,结合系统开环特性设计 49 条模糊规则,核心逻辑为:大偏差 ($|E| \geq 800\ \text{N}$) 时增强 ΔK_p 以提升响应速度;小偏差 ($|E| \leq 200\ \text{N}$) 时调整为中等值,避免超调;大偏差时减弱 ΔK_i 防止积分饱和;小偏差时适度增强,消除稳态误差;高变化率 ($|E_c| \geq 40\ \text{N/s}$) 时大幅增强,抑制高频振荡;低变化率 ($|E_c| \leq 10\ \text{N/s}$) 时降低增益,优化噪声抑制。控制规则如表 5 所示。

表 5 控制规则

Tab.5 Control rule

E	E_c						
	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB/NB/PB	PB/NM/NS	PM/NS/NB	PM/NS/NB	PS/NS/NM	ZO/ZO/ZO	ZO/ZO/PS
NM	PB/NB/PB	PB/NM/NS	PM/NS/NB	PS/NS/NM	PS/NS/NS	ZO/ZO/ZO	NS/ZO/PS
NS	PM/NM/PB	PM/NS/NS	PS/NS/NM	PS/NS/NS	ZO/ZO/ZO	NS/PS/PS	NS/PS/ZO
ZO	PM/NM/ZO	PM/NS/NS	PS/NS/NS	PS/PB/ZO	NS/PS/PS	NM/PM/NS	NM/PM/ZO
PS	PS/NS/ZO	PS/ZO/PS	ZO/PS/ZO	NS/PS/PS	NS/PS/PM	NM/PM/NS	NM/PB/ZO
PM	PS/ZO/PB	ZO/PS/PS	NS/PS/PS	NM/PM/PS	NM/PM/PS	NM/PB/PS	NB/PB/PB
PB	ZO/ZO/PB	ZO/PS/PM	NM/PM/PM	NM/PM/PM	NM/PB/PS	NM/PB/PS	NM/PB/PB

反模糊化采用重心法,该方法输出连续平滑,可避免阶跃指令引发的系统振荡,同时在成型力偏差接近临界值时,通过隶属度加权降低输出突变风险,契合气动马达时滞与蜗轮蜗杆自锁特性的系统需求。

3.2 控制系统仿真试验

为验证模糊 PID 控制器性能,在 Simulink 搭建闭环控制系统模型(图 3),主要包括系统传递函数 $G(s)$ 、Smith 预估器、模糊 PID 控制器、Step 输入模块和 Scope 输出模块。Smith 预估器用于补偿气动马达的时滞,其内部模型 $G_p(s)$ 与 $G(s)$ 一致,无时滞部分,通过比较预估输出与实际反馈信号以提升系统相位裕度,具体参数设置为:时间延迟 0.36 s、初始输出 0、初始缓冲区大小 1 024,启用固定缓冲区大小,线性化时输入直接馈通,线性化帕德阶数为

0;Step 输入模块参数设置为:阶跃时间 3 s、初始值 0、终值 1 000,采样时间 0,将向量参数解释为一维,启用过零检测,以确保完整捕获系统动态与稳态响应。模糊 PID 控制器采用 Mamdani 型推理机制,设置 7 个模糊子集,输入变量(成型力偏差 E 、成型力变化率 E_c)的三角形隶属函数参数均匀分布于标准论域 $[-1, 1]$,输出变量 (ΔK_p 、 ΔK_i) 的隶属函数参数均匀分布于标准论域 $[-1, 1]$, ΔK_d 的隶属函数参数分布于标准论域 $[-0.6, 0.6]$,规则库包含 49 条模糊规则。PID 初始参数设为 $K_p = 0.5$ 、 $K_i = 0.05$ 、 $K_d = 0.5$,模糊自适应调整范围均为 $\pm 50\%$ 。仿真步长设为 0.001 s,求解器选用 ode45(变步长)。

仿真中引入 Smith 预估器补偿时滞,提升相位裕度。基于整体传递函数模型,在 Simulink 中构建

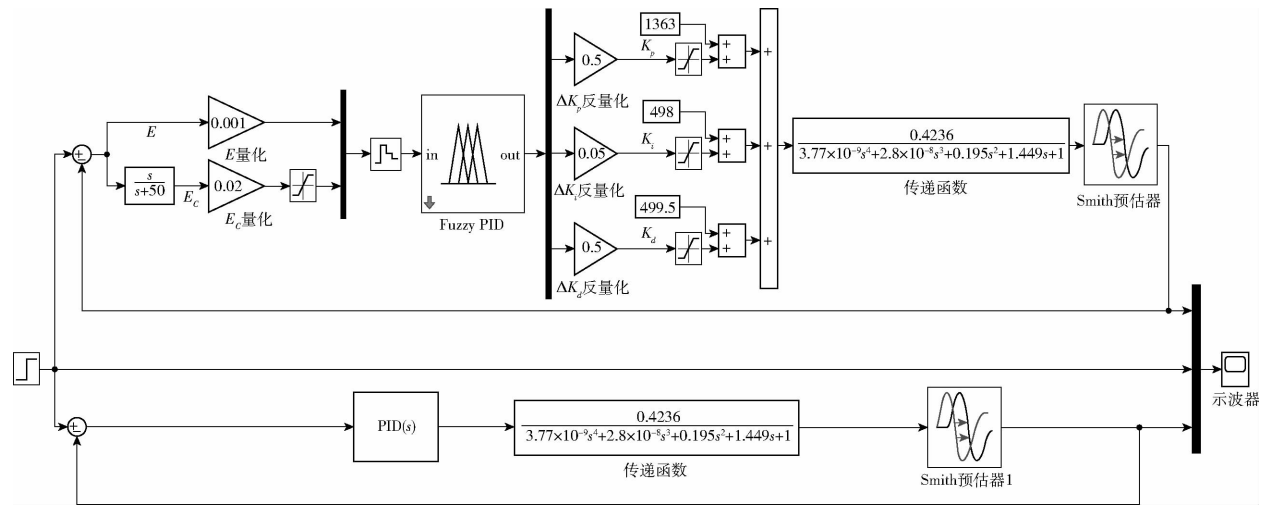


图3 Simulink 模糊 PID 闭环仿真模型

Fig. 3 Simulink closed-loop simulation model of fuzzy PID

闭环系统进行阶跃响应仿真,结果如图4所示,其中传统PID超调严重,约35%,在模辊间隙极小工况下,存在模辊碰撞风险。传统PID经过20.7s的缓慢收敛及持续振荡还会导致颗粒碎末率增加,能耗升高。模糊PID显示无超调特性,上升时间约4.2s,调节时间约8.8s;Step阶跃输入为单位阶跃信号。另外,尽管都使用Smith预估器,但模糊PID的非线性、自适应特性,使其能利用预估器对“初始微小扰动、预估偏差”提前响应,而传统PID因“线性偏差反馈”的局限性,需等Step阶跃后偏差足够大才开始显著动作,这一差异体现了模糊PID在“大滞后系统”中相比传统PID的提前响应优势,也与Smith预估器补偿滞后,使控制器提前动作的设计目标更契合。该仿真结果验证了模糊PID在抑制超调和提升响应速度方面的优越性。

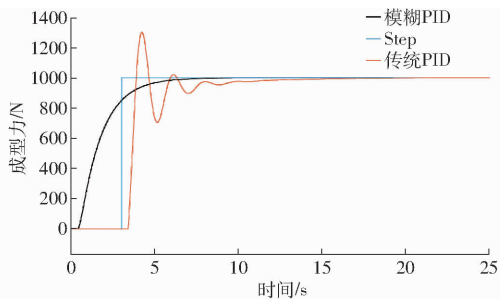


图4 模糊PID阶跃响应仿真曲线

Fig. 4 Step response simulation curves of fuzzy PID

4 试验

4.1 试验装置搭建

为验证控制方案可靠性,搭建试验原型机,以“传感检测-控制执行”为核心架构,集成主控单元、传感检测系统、气动执行与机械传动机构,搭建模辊间隙闭环控制系统,如图5所示。



图5 试验原型机

Fig. 5 Experimental prototype

(1) 主控单元:选用西门子S7-1200PLC作为主控单元,负责采集传感器信号、运行模糊PID控制算法及输出控制指令。模糊PID算法已预先部署于PLC中,通过模拟量信号驱动执行机构,算法运行周期匹配气动系统动态特性,保障控制实时性。

(2) 传感检测系统:选用量程0~10kN、精度±0.5%的S形力传感器,采用串联式安装于压辊轴与压辊支架间,通过该位置可直接捕获压辊与物料接触产生的成型力信号,信号经屏蔽线缆实时传输至PLC,为模辊间隙模糊PID控制算法提供精准的成型力反馈依据;另外选用SDL-050-485型激光位移传感器,分辨率0.01mm,激光发射端固定于压辊支架,接收端正对环模外壁,随压辊同步运动,实时监测模辊间隙动态变化,确保间隙调节的精准反馈,原型机结构如图6所示。

(3) 气动执行与机械传动机构:采用气动马达作为动力源,配套蜗轮蜗杆减速机和滚珠丝杠,将旋转运动转换为直线位移,螺母与制粒机仓内主轴通过连杆连接,螺母左右平移带动主轴做小幅旋转运动,主轴旋转通过凸轮带动压辊支架从而推动压辊做远离或靠近环模的平稳运动以调节模辊间隙,如图6所示。搭配电气比例压力阀,用于接收PLC输出的控制信号,线性转换输出为气压,为气动马达提供稳定驱动力。在压辊支架设置机械限位器,限

制模辊间隙不小于 0.6 mm, 避免刚性碰撞风险。

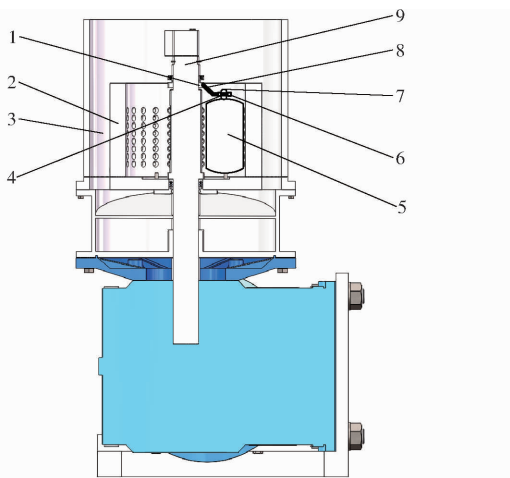


图 6 原型机结构简图

Fig. 6 Structural schematic of prototype

1. 凸轮 2. 环模 3. 料仓 4. S 形力传感器 5. 压辊 6. 激光位移传感器 7. 压辊轴 8. 压辊支架 9. 主轴(与丝杠螺母相连接)

4.2 试验条件

由于生物质原料种类繁多,如木屑、各类秸秆等,在其充当生物质原料时,本质区别在于纤维素含量与木质素含量不同,因此,为获得质量更优的颗粒燃料,在环模制粒机生产时针对每种原料会使用不同的成型力与成型温度。本试验以棉秆原料为例,取自新疆石河子棉区秋收后农田废弃物,棉秆经铡切机粉碎,去除碎石、铁屑等杂质后备用。为验证控制系统可靠性,进行了 3 次重复试验,并且在 3 次试验中采取变量一致性原则,为环模制粒机设置基

于棉秆原料的最佳成型参数^[34],参数如表 6 所示。

表 6 试验参数

Tab. 6 Experimental parameters

类别	参数	数值
棉秆	含水率/%	12
	原料粒径/mm	≤5
环模制粒机	成型力/N	6 000
	成型温度/℃	150
	喂料量/(kg·h ⁻¹)	490

4.3 试验结果分析

动态响应指标如表 7 所示。从表 7 可以看出,系统上升时间实测均值为 4.8 s,相较于理论值(仿真值)4.2 s,相对误差为 14.3%;调节时间实测均值为 10.5 s,相较于仿真值 8.8 s,相对误差为 19.3%,误差主要来源于原料流变特性的微幅波动、气源压力的轻微脉动以及传动系统建模时为了简化而忽略的、次要的非线性摩擦特性;超调量误差不作定量对比,仿真中超调量为零是模糊 PID 与 Smith 预估器结合的理想效果,实际试验中出现约 2.5% 的超调主要源于原料瞬时喂入不均导致的成型力微幅波动,该现象在正常生产允差范围内,其微小偏差印证了模糊 PID 控制器极强的鲁棒性,能有效抑制实际工况中的扰动;同时,比例阀稳态输出气压实测均值为 0.42 MPa,与理论值一致,标准差仅 0.014 MPa,即便存在气源压力轻微脉动,气压仍保持稳定;稳态成型力也在目标范围内,误差不大于 5.8%,表明系统具有极高的稳态控制精度。

表 7 动态响应指标

Tab. 7 Dynamic response indicators

参数	试验 1	试验 2	试验 3	均值 ± 标准差	理论值
上升时间/s	5.6	4.2	4.6	4.8 ± 0.72	4.2
调节时间/s	11.8	9.5	10.2	10.5 ± 1.18	8.8
超调量/%	2.8	1.5	3.2	2.5 ± 0.9	0
比例阀稳态输出气压/MPa	0.43	0.40	0.43	0.42 ± 0.014	0.42
稳态成型力/N	6 000 ± 360	6 000 ± 360	6 000 ± 360	6 000 ± 360	6 000

模辊间隙时序结果如表 8 所示。初始间隙严格控制在 1.00 mm,稳态间隙在 $t = 10.0$ s 时为 0.83 mm、标准差为 0.017 mm,变异系数为 2.05%,证明可重复性优异,也为机械限位器尺寸设置提供了参考。

本文自动控制系统通过精准调控模辊间隙,生产的棉秆生物质颗粒燃料送检及设备检测后,检测结果如表 9 所示。共检测 11 项指标,所有指标均符合相关标准要求,尤其在关键指标上表现优异,如燃料含水率 7.4%、成型率 96%、密度 1 290 kg/m³、热值达到 1.9×10^7 J/kg 等,产品质量稳定可靠。

表 8 模辊间隙

Tab. 8 Die-roller clearance

时间/s	试验 1	试验 2	试验 3	均值 ± 标准差
0(初始)	1.00	1.00	1.00	1.00 ± 0.000
0.5	0.97	0.99	0.96	0.97 ± 0.015
1.0	0.94	0.96	0.92	0.94 ± 0.020
2.0	0.92	0.90	0.89	0.90 ± 0.015
4.0	0.86	0.84	0.82	0.84 ± 0.020
8.0	0.85	0.82	0.83	0.83 ± 0.015
10.0(稳态)	0.85	0.82	0.82	0.83 ± 0.017

表9 检测结果
Tab.9 Test results

参数	数值
燃料含水率/%	7.40
内在水分含量/%	5.16
空气干燥基高位热值/(J·kg ⁻¹)	1.9 × 10 ⁷
收到基低位热值/(J·kg ⁻¹)	1.7 × 10 ⁷
颗粒直径/mm	7~8
颗粒长度/mm	30~40
颗粒密度/(kg·m ³)	1290
颗粒成型率/%	96
颗粒粉化率/%	3.4
单机功率生产率/(kg·kW ⁻¹ ·h ⁻¹)	12.42
吨料电耗/(kW·h·t ⁻¹)	90.3

5 结论

(1)建立了考虑高温工况的气动驱动传动系统传递函数,综合纳入0.358 s气体压缩时滞、蜗轮蜗杆85℃下效率降至0.82、碳钢丝杠75℃下热刚度衰减系数0.985,通过串联气动马达一阶时滞、蜗轮

蜗杆一阶摩擦损耗及丝杠二阶刚度模型,为模糊PID控制器设计提供了可靠的理论基础。

(2)设计基于Smith预估器的模糊PID控制器,以成型力偏差 E 和变化率 E_c 为输入,通过7个模糊子集、49条规则及三角形隶属度函数实现PID参数动态自整定,仿真验证其有效补偿0.358 s时滞,达成零超调特性,上升时间4.2 s、调节时间8.8 s,为实机应用提供理论支撑。

(3)实机验证结果表明,系统上升时间均值为4.8 s、调节时间均值为10.5 s,超调量均值为2.5%、稳态成型力误差不大于5.8%,模辊间隙稳态变异系数为2.05%;结合机械限位器确保间隙不小于0.6 mm,规避模辊碰撞风险;生产的颗粒燃料指标优异,满足高效稳定生产需求,为同类设备自动控制升级提供工程参考。

(4)仿真与实机试验结果高度吻合,验证了传递函数模型准确性及模糊PID控制策略有效性,可为棉秆生物质制粒机智能化升级提供理论与技术支撑。

参 考 文 献

- [1] 霍丽丽,赵立欣,郝彦辉,等.国内外生物质成型燃料质量标准现状[J].农业工程学报,2020,36(9):245-254.
HUO Lili, ZHAO Lixin, HAO Yanhui, et al. Quality standard system of densified biomass fuels at home and abroad[J]. Transactions of the CSAE, 2020, 36(9): 245-254. (in Chinese)
- [2] 张雷,陈泉印,杨睿丽,等.基于含油污泥和生物质联合热压的颗粒燃料制备和油回收[J].大连理工大学学报,2024,64(5):461-469.
ZHANG Lei, CHEN Quanyin, YANG Ruili, et al. Production of pellet fuel and oil recovery by combined hot pressing of oily sludge and biomass[J]. Journal of Dalian University of Technology, 2024, 64(5): 461-469. (in Chinese)
- [3] 张守玉,黄健添,郎森,等.生物质燃料颗粒热压成型过程分析[J].煤炭学报,2024,49(2):1123-1137.
ZHANG Shouyu, HUANG Jiantian, LANG Sen, et al. Analysis on hot briquetting mechanism of biomass fuel pellets[J]. Journal of China Coal Society, 2024, 49(2): 1123-1137. (in Chinese)
- [4] 王伟伟,周国安,蔡丹艳,等.基于蜂窝结构的仿生立式环模生物质颗粒机设计与试验[J].农业工程学报,2023,39(17):267-274.
WANG Weiwei, ZHOU Guoan, CAI Danyan, et al. Design and experiment of the biomass briquetting machine with honeycomb structure bionic ring-die[J]. Transactions of the CSAE, 2023, 39(17): 267-274. (in Chinese)
- [5] 成伟.农业生物质烘焙成型及其燃烧颗粒物生成特性研究[D].武汉:华中科技大学,2022.
CHENG Wei. Study on the torrefaction, pelletization and particulate matter emission behaviors during the combustion of agricultural biomass[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2022. (in Chinese)
- [6] 崔旭阳,杨俊红,邓磊,等.生物质颗粒燃料的成型能耗试验研究[J].太阳能学报,2020,41(2):27-32.
CUI Xuyang, YANG Junhong, DENG Lei, et al. Effect of different parameters on energy consumption of biomass pellet in single pelletization[J]. Acta Energetica Solaria Sinica, 2020, 41(2): 27-32. (in Chinese)
- [7] 邓晓艳.生物质烘焙-成型工艺设计及制备高品质燃料的优化研究[D].吉林:东北电力大学,2025.
DENG Xiaoyan. Optimization research on the design of biomass torrefaction and pelletization processes for the preparation high-quality fuels[D]. Jilin: Northeast Electric Power University, 2025. (in Chinese)
- [8] PRADHAN P, MOHAN O, KURIAN V, et al. Production and quality analysis of biofuel pellets from Canadian forest and agricultural biomass[J]. Biomass and Bioenergy, 2025, 194: 107697.
- [9] YANG Y, SONG L, LI Y, et al. Effects of different biomass types on pellet qualities and processing energy consumption[J]. Agriculture, 2025, 15(3): 316.
- [10] CHAI Y, LIANG Y, LIU P, et al. Effect of hot-pressing process on the strength of biomass carbon-containing pellets[J]. Journal of Sustainable Metallurgy, 2024, 10(4): 1-11.
- [11] SADEQ A, BRAUNE P S, HEINRICH S. Impact of press channel diameter-to-length ratio on the mechanical properties of biomass pellets during storage[J]. Fuel Processing Technology, 2024, 265: 108149.
- [12] BASTIAANSEN T, BENDERS R, DIJKSMAN J, et al. Separating the effect of die geometry and mash residence time in the die on biomass and livestock feed pellet manufacturing[J]. Biomass and Bioenergy, 2024, 190: 107383.
- [13] HE H, WANG Y, SUN W, et al. Effects of biomass feedstock and applied pressure on the binding mechanism and pellet qualities[J]. Industrial Crops & Products, 2024, 222(P1): 119519.

- [14] MENG TANG L. Design and stability analysis of a nonlinear controller for MRI-compatible pneumatic motors[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2024, 238(1): 3 – 17.
- [15] 张立勋. 机电系统建模与仿真[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2010.
- [16] PASCHOLD C, SEDLMAIR M, LOHNER T, et al. Efficiency and heat balance calculation of worm gears[J]. Forsch Ingenieurwes, 2020, 84: 115 – 125.
- [17] MÜLLER F, KOCH O. Analytical efficiency calculation for grease lubricated worm gears[J]. Forschung im Ingenieurwesen, 2025, 89(1): 91.
- [18] 陈小平, 黄钰, 吴焕蝶, 等. 机械设计基础[M]. 北京: 清华大学出版社, 2022.
- [19] 宋丽国, 王学渊, 黄鹏程, 等. 滚珠丝杆进给系统高性能控制方法[J/OL]. 控制工程, 1 – 11 [2025 – 11 – 27]. <https://doi.org/10.14107/j.cnki.kzgc.20250188>.
SONG Liguang, WANG Xueyuan, HUANG Pengcheng, et al. High performance control method of ball screw feed system[J/OL]. Control Engineering of China, 1 – 11 [2025 – 11 – 27]. <https://doi.org/10.14107/j.cnki.kzgc.20250188>. (in Chinese)
- [20] 王焯, 祖莉, 冯虎田. 滚珠丝杠副扭转接触刚度理论建模与试验研究[J]. 机械设计与制造工程, 2022, 51(5): 85 – 89.
WANG Ye, ZU Li, FENG Hutian. Theoretical modeling and experimental research on torsional contact stiffness of ball screws[J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2022, 51(5): 85 – 89. (in Chinese)
- [21] 王伟伟, 汤君杰, 周国安, 等. 生物质颗粒机组远程监控系统设计与试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(12): 402 – 410.
WANG Weiwei, TANG Junjie, ZHOU Guoan, et al. Design and experiment of remote monitoring system for biomass briquetting machine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(12): 402 – 410. (in Chinese)
- [22] 康庄, 贾利民. 多变量非线性复杂系统的模糊建模与控制综述[J/OL]. 浙江大学学报(工学版), 1 – 19 [2025 – 11 – 27]. <https://link.cnki.net/urlid/33.1245.T.20250910.1141.002>.
KANG Zhuang, JIA Limin. Review of fuzzy modeling and control for multivariable nonlinear complex systems[J/OL]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 1 – 19 [2025 – 11 – 27]. <https://link.cnki.net/urlid/33.1245.T.20250910.1141.002>. (in Chinese)
- [23] 聂卓赟, 徐浩祺, 高志强, 等. 面向扰动抑制的参数调节机制与模糊抗扰 PID 控制方法[J/OL]. 控制理论与应用, 1 – 10 [2025 – 11 – 27]. <https://link.cnki.net/urlid/44.1240.TP.20250312.1022.012>.
NIE Zhuoyun, XU Haoqi, GAO Zhiqiang, et al. Parameter tuning mechanism for disturbance suppression and a fuzzy disturbance rejection PID control method[J/OL]. Control Theory & Applications, 1 – 10 [2025 – 11 – 27]. <https://link.cnki.net/urlid/44.1240.TP.20250312.1022.012>. (in Chinese)
- [24] 沈跃, 张亚飞, 刘慧, 等. 农业装备自动控制技术研究综述[J]. 农业机械学报, 2023, 54(8): 1 – 18.
SHEN Yue, ZHANG Yafei, LIU Hui, et al. Research review of agricultural equipment automatic control technology[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2023, 54(8): 1 – 18. (in Chinese)
- [25] 王红英, 范佳宇, 王粮局, 等. 基于 PID 的饲料制粒调质温度控制系统设计与试验[J]. 农业工程学报, 2023, 39(1): 1 – 8.
WANG Hongying, FAN Jiayu, WANG Liangju, et al. Design and test of the temperature control system for the feed pelleting and conditioning based on PID[J]. Transactions of the CSAE, 2023, 39(1): 1 – 8. (in Chinese)
- [26] 邱长龙, 马程宏, 杜小强, 等. 基于 BAS 改进模糊 PID 算法的旋耕机具自适应调平控制研究[J]. 农业机械学报, 2025, 56(9): 385 – 394.
QIU Changlong, MA Zenghong, DU Xiaoqiang, et al. Adaptive leveling control of rotary tillage equipment based on BAS-fuzzy PID algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(9): 385 – 394. (in Chinese)
- [27] 汪昕, 杨德秋, 李洋, 等. 马铃薯捡拾装置作业参数模糊 PID 自适应调节系统研究[J]. 农业机械学报, 2025, 56(7): 361 – 373.
WANG Xin, YANG Deqiu, LI Yang, et al. Fuzzy PID self adjusting system for operation parameters of potato picking device[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2025, 56(7): 361 – 373. (in Chinese)
- [28] 孔德航, 张学东, 崔巍, 等. 基于模糊 PID 的顶夹式取苗装置苗盘定位控制方法[J]. 农业机械学报, 2024, 55(增刊 1): 207 – 216, 229.
KONG Dehang, ZHANG Xuedong, CUI Wei, et al. Control method for seedling tray positioning in top-clamping seedling-taking device based on fuzzy PID[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(Supp. 1): 207 – 216, 229. (in Chinese)
- [29] JIN X, GUO W, SHI T, et al. Machine learning-based prediction and optimization of biomass pellet strength for sustainable bioenergy production[J]. Industrial Crops & Products, 2025, 234: 121498.
- [30] KUMARI K, MOHAN M B. Modeling and simulation of a general three-input Mamdani fuzzy proportional-integral-derivative controller using non-uniformly distributed fuzzy sets[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2025, 239(7): 1305 – 1320.
- [31] ZHANG W, WANG B, WU Z, et al. High-precision electro-hydraulic position servo system for machine tools utilizing mathematical model identification and control techniques[J]. Precision Engineering, 2025, 96: 563 – 586.
- [32] LI Y, QI B, BAO E, et al. Design and analysis of a sowing depth detection and control device for a wheat row planter based on fuzzy PID and multi-sensor fusion[J]. Agronomy, 2025, 15(6): 1490.
- [33] MELESE L Y, ALITASB K G, BELETE D M. Optimal fuzzy-PID controller design for object tracking[J]. Scientific Reports, 2025, 15(1): 12064.
- [34] 关彬. 秸秆颗粒成型及燃烧特性研究[D]. 石河子: 石河子大学, 2023.
GUAN Bin. Study on molding and combustion characteristics of straw particles[D]. Shihezi: Shihezi University, 2023. (in Chinese)